МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





УДК 62-522.7 *Научная статья*
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2023-23-3-283-295

Исследование динамических характеристик автоматизированного позиционного длинноходового пневмопривода технологического оборудования

Д.А. Коротыч ✉, **В.С. Сидоренко**, **С.П. Приходько**
Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
✉ daniilberuk@gmail.com

Аннотация
Введение. На длинноходовые перемещения в автоматизированных пневмоприводах приходится значительное количество исполнительных движений в координатных столах, на автоматизированных складах, раскройных машинах и т. д. Длинноходовые перемещения ухудшают динамическое качество и позиционирование привода. Это обусловлено трением поршня и нелинейными характеристиками потока сжатого газа в значительных объемах напорной и сливной полостей цилиндра. Таким образом, представляется перспективным создание автоматизированного позиционного пневмопривода для длинноходовых перемещений. Это позволит повысить производительность процессов при обеспечении заявленной точности. Цель работы — получение математической модели и зависимостей основных параметров предложенного автоматизированного позиционного длинноходового пневмопривода технологического оборудования на участках разгона, движения с установившейся скоростью, замедления и торможения.
Материалы и методы. Базой для расчетов и моделирования стала схема двух траекторий перемещения из точки А в точку Е с учетом сил, затраченных на эти процессы. Оптимальное перемещение определили с помощью принципа Портнягина (то есть оптимального быстродействия). Пропорциональное управление приводом представлено как метод достижения результата. Для длинноходовых перемещений привода детально визуализированы (представлены как рисунки): схематическое решение и расчетная схема. Предложены оригинальный струйный датчик с внутренней пневматической связью и пневмомеханическое дискретно-пропорциональное устройство для быстродействия контура управления. Математическая модель включает движение и торможение поршня, баланс массовых расходов, давление в точках и контур управления. Систему уравнений решали методом Рунге — Кутты в программном продукте «Симинтех» (Simintech). По итогам исследования обобщенной математической модели построили зависимости изменения кинематических, силовых и пневматических свойств привода в реальном времени при типовом цикле позиционирования. Информацию суммировали и представили как совокупность графиков.
Результаты исследования. Математическая модель сформирована по комплексу расчетов. Она учитывает зависимости, характерные для движения поршня пневмоцилиндра. Баланс массовых расходов исследуется по уравнениям расхода газа при сжатии в камере, через распределители и дроссели, в нагнетательной и сливной полостях и в управляющем устройстве. Рассмотрены неравенства, описывающие давления в точках и контур управления. Сложная математическая модель решалась в программной среде «Симинтех» (Simintech) методом Рунге — Кутты с изменяемым шагом интегрирования. Фрагмент работы программы выбран в качестве одной из иллюстраций. Он показывает, что софт задействует для расчетов такие показатели, как: заданная и приведенные координаты; универсальная газовая постоянная; коэффициенты жесткости пружины, сопротивления, адиабаты и вязкого трения в поршне; давление компрессора; массу подвижных частей пневмопривода; силу внешних сопротивлений; диаметры трубопровода, поршня пневмоцилиндра и тормозного устройства; протяженность хода поршня цилиндра; площади поршневых полостей и дросселей; длину трубопровода и его внутренний объем. Таким образом, программа оперирует значительным комплексом данных, что дает возможность получить существенные и адекватные результаты. Схематически показана взаимосвязь блоков и диаграмм, использованных при решении модели. Речь идет о графиках перемещений, площадей, давлений, скоростей и

температур. Использованы блоки с текстом программы и предназначенные для интегрирования. Таким образом получены математическая модель автоматизированного пневмопривода технологического оборудования и зависимости основных параметров его работы. Графики свидетельствуют о том, что исполнительный механизм пневмопривода должным образом следует предложенной траектории.
Обсуждение и заключение. Итоги работы позволяют рассмотреть несколько этапов длинноходового перемещения привода, определить временные рамки этих процессов (от 0 до 0,65 сек), а также фиксируемые в данные промежутки изменения давления и скорости движения каретки пневмоцилиндра. Таких этапов пять: разгон, движение с установившейся скоростью, замедление, движение со скоростью позиционирования и торможение. Дальнейшие исследования будут сосредоточены на оптимизации системы для сокращения продолжительности и поддержания точного позиционирования при внешних воздействиях.

Ключевые слова: длинноходовой пневмопривод, струйная система управления, мехатронный модуль, пневматический датчик, позиционирование пневмопривода, программная среда «Симинтех», метод Рунге — Кутты

Благодарности: авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и замечания, которые позволили повысить ее качество.

Для цитирования. Коротыч Д.А., Сидоренко В.С., Приходько С.П. Исследование динамических характеристик автоматизированного позиционного длинноходового пневмопривода технологического оборудования. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2023;23(3):283–295. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2023-23-3-283-295

Original article

Investigation of Dynamic Characteristics of an Automated Position Long-Stroke Pneumatic Actuator of Fabrication System

Daniil A. Korotych, Valentin S. Sidorenko, Sergey P. Prikhodko
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ daniilberuk@gmail.com

Abstract
Introduction. Long-stroke movements in automated pneumatic drives account for a significant number of executive movements in coordinate tables, automated warehouses, cutting machines, etc. Long-stroke movements degrade the dynamic quality and positioning of the drive. This is due to the friction of the piston and the nonlinear characteristics of the compressed gas flow in significant volumes of the pressure and drain cavities of the cylinder. Thus, it seems promising to create an automated position pneumatic actuator for long-stroke movements. This will increase the productivity of processes while providing the declared accuracy. The objective of the work is to obtain a mathematical model and dependences of the critical parameters of the proposed automated position long-stroke pneumatic drive of fabrication system in the areas of acceleration, steady-speed movement, deceleration, and braking.
Materials and Methods. The basis for calculations and modeling was the scheme of two trajectories of movement from point A to point E, taking into account the forces expended on these processes. The optimal displacement was determined using the Portnyagin’s principle (i.e., optimal performance). Proportional drive control was presented as a method of achieving the result. For long-stroke drive movements, schematic solution and design scheme were visualized in detail (presented as drawings). An original jet sensor with an internal pneumatic connection and a pneumo-mechanic discrete-proportional device for the control loop performance were proposed. The mathematical model included the movement and braking of the piston, the balance of mass flow, the pressure at points, and the control loop. The system of equations was solved by the Runge — Kutta method in the SimInTech software product. Based on the results of the study of a generalized mathematical model, the dependences of changes in the kinematic, power and pneumatic properties of the drive were constructed in real time during a typical positioning cycle. The information was summarized and presented as a set of graphs.
Results. The mathematical model was formed according to a set of calculations. It took into account the dependences characteristic of the movement of the piston of the pneumatic cylinder. The balance of mass flow was investigated by the equations of gas flow during compression in the chamber, through distributors and throttles, in the discharge and drain cavities and in the control device. Inequalities describing the pressures at the points and the control loop were considered. A complex mathematical model was solved in the SimInTech software environment by the Runge — Kutta method with a variable integration step. A fragment of the program was selected as one of the illustrations. It showed that the software used the following indicators for calculations: target and reduced coordinates; absolute gas constant; coefficients of spring

stiffness, resistance, adiabatic and viscous friction in the piston; compressor pressure; mass of the moving parts of the pneumatic actuator; strength of external resistances; diameters of the pipeline, the pneumatic cylinder piston and the braking device; length of the stroke of the cylinder piston; area of piston cavities and throttles; length of the pipeline and its internal volume. Thus, the program manipulated a significant set of data, which made it possible to obtain meaningful and adequate results. The relationship of blocks and diagrams used in solving the model was schematically shown. We are talking about graphs of movements, areas, pressures, velocities and temperatures. Blocks with the program text and intended for integration were used. Thus, a mathematical model of an automated pneumatic drive of the fabrication system and the dependences of the basic parameters of its operation were obtained. The graphs indicated that the operating mechanism of the pneumatic actuator properly followed the proposed trajectory.

Discussion and Conclusion. The research results allowed us to consider several stages of long-stroke movement of the drive, to determine the time frame of these processes (from 0 to 0.65s), as well as changes in pressure and speed of movement of the pneumatic cylinder carriage recorded in these intervals. There were five such stages: acceleration, steady-speed movement, deceleration, movement with positioning speed, and braking. Further research will focus on optimizing the system to reduce the duration and maintain accurate positioning under external influences.

Keywords: long-stroke pneumatic actuator, jet control system, mechatronic module, pneumatic sensor, pneumatic actuator positioning, SimInTech software environment, Runge-Kutta method

Acknowledgements: the authors would like to thank the editors and reviewers for their attentive attitude to the article and comments that made it possible to improve its quality.

For citation. Korotych DA, Sidorenko VS, Prikhodko SP. Investigation of Dynamic Characteristics of an Automated Position Long-Stroke Pneumatic Actuator of Fabrication System. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2023;23(3):283–295. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2023-23-3-283-295

Введение. Производительность приводов определяется точностью позиционирования и скоростью перемещения координат в различных рабочих циклах. Современное промышленное оборудование часто оснащают автоматическими пневматическими приводами, для которых характерны длинноходовые перемещения. Это, например, портальное аппараты для контактной сварки, координатные столы и раскройные машины.

Современные позиционные пневмоприводы длинноходовых перемещений в технологическом оборудовании обеспечивают скорость до 30 мм/с и точность ~1 % от длины перемещения. В специальном исполнении при скорости до 100 мм/с точность позиционирования достигает 0,4 %. Отметим, что траектория движений формируется с помощью управления потоком сжатого воздуха в напорных или сливных трубопроводах и полостях пневмоцилиндра. В длинноходовых приводах длина таких полостей достигает 3 м. Сложные термодинамические процессы и сжимаемость в воздушных потоках — основные факторы, ограничивающие повышение точности [1–3].

Таким образом, необходимо увеличить производительность рабочих и технологических процессов оборудования при обеспечении заявленной точности. В данном случае представляется перспективным создание автоматизированного позиционного пневмопривода для длинноходовых перемещений. Новое решение должно учитывать такие характеристики пневмопривода, как скорость, массогабаритные показатели, пожаро- и взрывозащищенность [2, 4].

Цель работы — получение математической модели и зависимостей основных параметров предложенного автоматизированного позиционного длинноходового пневмопривода технологического оборудования на участках разгона, движения с установившейся скоростью, замедления и торможения.

Материалы и методы. На рис. 1 схематически представлена транспортная задача перемещения из точки *A* в точку *E* по двум траекториям. Учтены силы, затраченные на каждое из перемещений. Субоптимальное перемещение *ABCDE* (трапеция) при простом алгоритме управления реализуется за время $T_{п1} >> T_{п2} \to \min$. Оптимальное перемещение *AFE* (колокол) получено решением оптимального быстродействия на основе принципа Портнягина $T_{п2} \to \min, \Delta L \le |\Delta L_{\max}|$. Результат достигается при более сложном пропорциональном управлении приводом. Траекторию движения обеспечивает точность переключения управлений движением по пути $L_{пу}$.

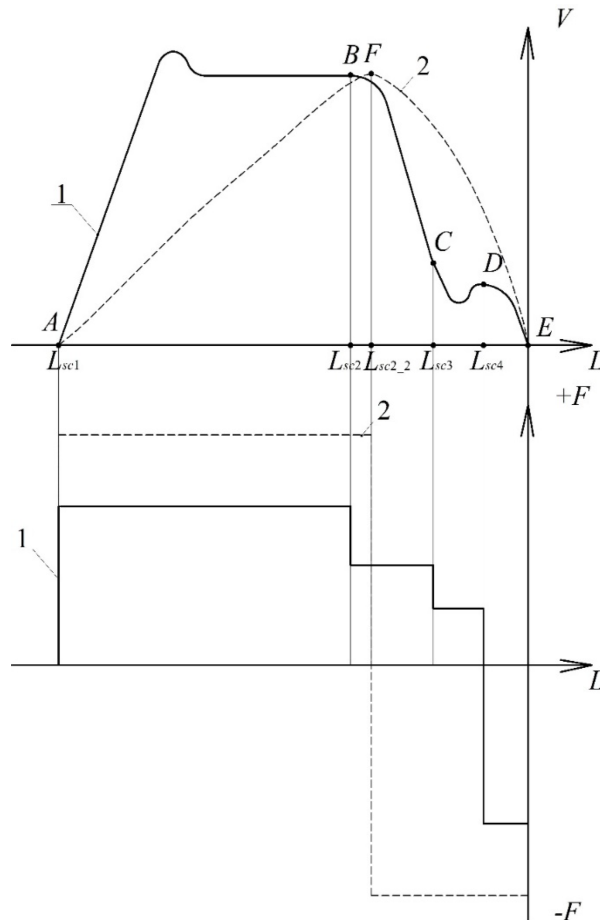


Рис. 1. Траектории перемещений: 1 — субоптимального *ABCDE*; 2 — оптимального *AFE*

В описании траектории 1 латинскими буквами обозначены точки переключения: *A* — на разгон привода; *B* — на замедление; *C* — на скорость позиционирования; *D* — на остановку. На участках *AB* и *BC* обеспечиваются начальный разгон и торможение до скорости позиционирования $V_{П3}$ и дальнейшей остановки тормозным устройством $\Delta L_2 \leq |\Delta L_{max}|$.

При движении по 2-й траектории: *A* — переключение на разгон привода; *F* — переключение на остановку.

При использовании траектории 1 увеличивается длительность перемещений, но меньше используются сила и мощность. Следовательно, точность будет лучше в сравнении с траекторией 2.

Предлагается оригинальный струйный датчик с внутренней пневматической связью и пневмомеханическое дискретно-пропорциональное устройство, позволяющее повысить быстродействие контура управления, так как обратные связи в известных аналогах при длинных ходах снижают точность основного двигателя примерно на 10–15 % [4–6].

Схематическое решение пневматического позиционного привода для длинноходовых перемещений показано на рис. 2. Привод работает в соответствии с субоптимальной траекторией движения, определяемой в задаче оптимальной скорости при заданной точности позиционирования. Здесь ПЦ1 — бесштоковый пневмоцилиндр длинноходовых перемещений, который осуществляет главное движение; ПЦ2, ПЦ3 — тормозные пневмоцилиндры, которые фиксируют привод; СА — струйный датчик, определяющий координату перемещения, ускорение привода, его скорость и усилие; Р1 — пневматический распределитель с электропневматическим управлением, он управляет подачей на струйный датчик; Р2 — главный управляющий распределитель; Р3 — распределитель с пневматическим управлением, он управляет работой тормозных пневмоцилиндров; Г1–Г4 — глушители, отвечающие за сброс давления в атмосферу; ДД — датчик давления, получающий данные со струйного датчика; ПЛК — логический контроллер; ШД — шаговый двигатель, управляющий золотником распределителя; БПВ — блок подготовки воздуха; ДР1, ДР2 — дроссель с обратным клапаном, служащий для регулирования скорости бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых перемещений главного движения [7].

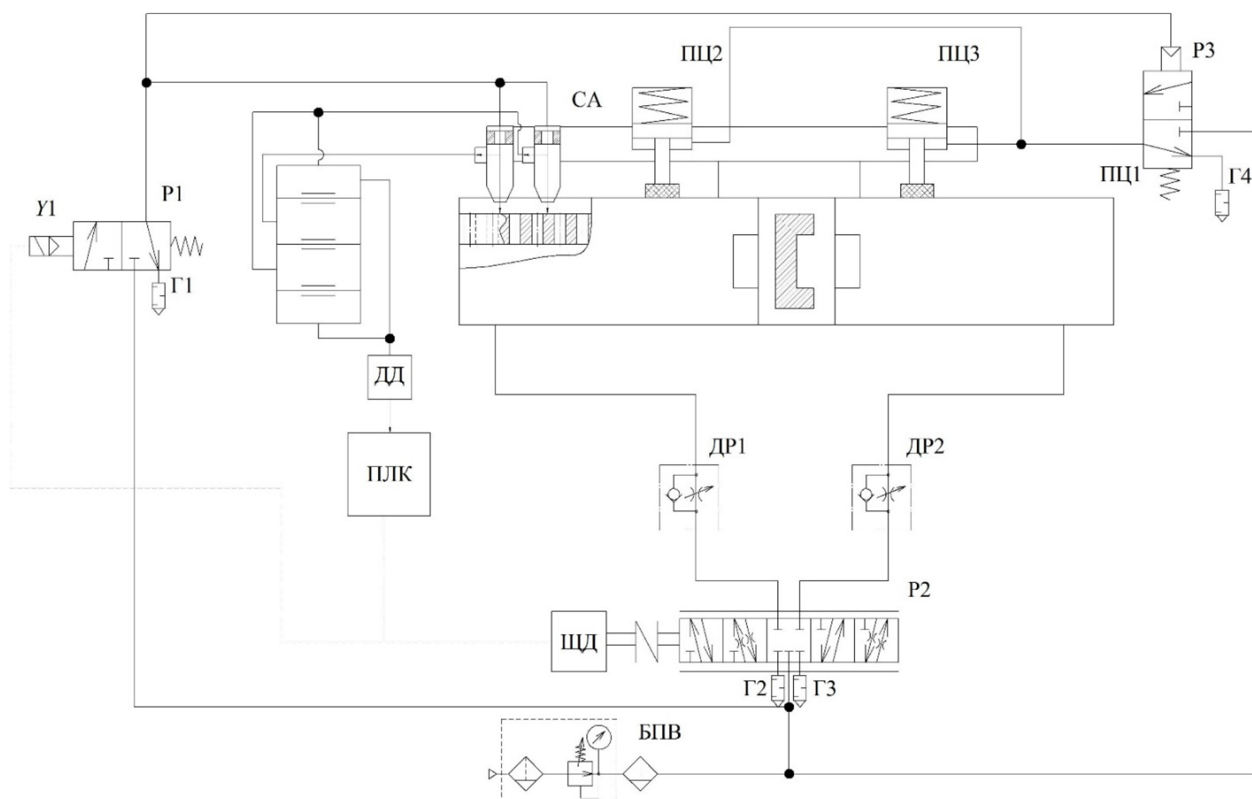


Рис. 2. Схемотехническое предложение автоматизированного позиционного длинноходового пневмопривода

Привод содержит систему управления, которая отслеживает положение каретки бесштокового пневмоцилиндра, замедляет ход при приближении к заданным координатам и посылает сигнал на тормозное устройство [1, 4, 7].

Быстродействие повышается введением дискретно-пропорционального регулирующего устройства. Для управления используются сигналы, формируемые контуром управления. Устройство выполнено в виде двух сопел и содержит компенсационные измерения.

Результаты исследования. Расчетная схема пневмопривода длинноходовых перемещений представлена на рис. 3. Здесь ПЦ1 — бесштоковый пневмоцилиндр длинноходовых координатных перемещений, осуществляющий главное движение; ПЦ2, ПЦ3 — тормозные пневмоцилиндры, фиксирующие привод во время остановки в нужном положении; СА — струйный датчик, определяющий координату перемещения, ускорение привода, его скорость и усилие; *Р*1 — пневматический распределитель с электропневматическим управлением, он управляет подачей на струйный датчик; *Р*2 — главный управляющий распределитель; *Р*3 — распределитель с пневматическим управлением, он управляет работой тормозных пневмоцилиндров; Г1–Г4 — глушители, отвечающие за сброс давления в атмосферу; ДР1–ДР2 — дроссель с обратным клапаном, служащий для регулирования скорости бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых перемещений главного движения; ДД — датчик давления, получающий данные со струйного датчика; *S* — площадь поршня бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых координатных перемещений; Р1–Р5 — исследуемые давления в точках 1–5; *Т*1–*Т*5 — исследуемые температуры в точках 1–5; $F_{тр}$ — сила трения в бесштоковом пневмоцилиндре длинноходовых перемещений; $F_{вт}$ — сила вязкого трения в бесштоковом пневмоцилиндре длинноходовых перемещений; $F_{вн}$ — внешняя сила в бесштоковом пневмоцилиндре длинноходовых перемещений; *x* — перемещение каретки бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых перемещений; *V* — скорость перемещения каретки бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых перемещений [7]; $C_{пр}$ — жесткость пружины тормозных пневмоцилиндров; *m* — перемещаемая масса; $P_т$ — давление в тормозных цилиндрах; $P_у$ — давление в управляющем канале; *f*1–*f*4 — площади проходных сечений; $P_а$ — давление атмосферы; *dз*1–*dз*3 — диаметры золотников распределителей; $C_{прр1}$–$C_{прр3}$ — жесткость пружины распределителей 1–3; $x_{р1}$–$x_{р4}$ — перемещение золотников распределителей 1–4; $V_{р1}$–$V_{р4}$ — скорость перемещения золотников распределителей 1–4; $F_{эм1}$–$F_{эм2}$ — сила электромагнита управления распределителями 1–2; P_m — давление компрессора; T_m — температура, создаваемая компрессором.



Рис. 3. Схема автоматизированного пневмопривода длинноходовых перемещений технологического оборудования

Математическая модель сформирована со следующими допущениями [8–12]:

– давление источника сжатого воздуха остается постоянным с течением времени;

– термодинамический процесс поведения газа в пневматической системе является адиабатическим;

– в описании пневматических устройств используется модель идеального газа, поскольку давление пневматической системы не превышает 10 бар;

– утечки не учитываются;

– сила вязкого трения пропорциональна скорости;

– коэффициент расходов экспериментально выявлен путем идентификации;

– масса перемещаемой детали постоянна;

– усилие на выходном звене пневмопривода постоянно.

1. Уравнение движения поршня пневмоцилиндра [1, 4]:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = S\cdot\left(p_1 - p_2\right) - F_{вн} - k_{вт}\cdot\frac{dx}{dt} - F_{тр}\cdot sign\frac{dx}{dt} - \alpha\cdot F_{т} \;. \qquad (1)$$

Здесь S — площадь поршня нагнетательной и сливной полостей бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых координатных перемещений главного движения, м^2; P_1, P_2 — давление воздуха в нагнетательной и сливной полостях цилиндра длинноходовых перемещений, Па; $F_{ВН}$ внешние силы, Н; $k_{вт}$ — коэффициент вязкого трения;

$F_{тр}$ — сила трения, Н; α — Булев параметр: α=0 при $p_5 \le p_{атм}$ и α = 1 при $p_5 \ge p_{атм}$; p_5 — давление в канале управления, Па; $p_{атм}$ $p_{атм}$ — давление атмосферы, Па [12–14]; m — масса подвижных частей привода, кг; F_T — сила торможения, Н.

$$F_m = \mu \cdot c_{пр\,m} \cdot \left(x_{0m} - x_m \right), \tag{2}$$

где $c_{пр\,т}$ — коэффициент жесткости пружины пневмоцилиндра тормоза; μ — коэффициент трения.

2. Уравнение движения поршня пневмоцилиндра торможения:

$$m \frac{d^2 x_m}{dt^2} = c_{пр\,m} \cdot \left(x_{0m} - x_m \right) - S_m \cdot p_m - F_{вн\,m} - k_{вт\,m} \cdot \frac{dx_m}{dt}. \tag{3}$$

Здесь $c_{пр\,m}$ — коэффициент жесткости пружины пневмоцилиндра тормоза; $x_{0т}$ — координата начального сжатия; S_T — эффективная площадь поршня сливной полости пневмоцилиндра тормоза, м^2; P_M — давление воздуха соответственно в нагнетательной полости пневмоцилиндра тормоза, Па; $F_{ВН\ Т}$ — внешние силы, Н; $k_{вт\,т}$ — коэффициент вязкого трения.

3. Уравнения баланса массовых расходов:

$$G_{p2}(t) - G_{пц1}(t) + G_{сж}(t) = 0, \tag{4}$$

$$G_{пц2}(t) - G_{p3}(t) - G_{др}(t) + G_{сж}(t) = 0, \tag{5}$$

$$G_{др1}(t) - G_{др2}(t) - G_{уу1}(t) + G_{сж}(t) = 0, \tag{6}$$

$$G_{др3}(t) - G_{др4}(t) - G_{уу2}(t) + G_{сж}(t) = 0, \tag{7}$$

$$G_{уу}(t) - G_{ру4}(t) + G_{сж}(t) = 0. \tag{8}$$

Здесь $G_{СЖ}(t)$ — массовый расход газа при сжатии в камере; $G_{p2}(t), G_{p3}(t)$ — массовый расход через распределители; $G_{пц1}(t)$ и $G_{пц2}(t)$ массовый расход в нагнетательной и сливной полостях бесштокового пневмоцилиндра длинноходовых перемещений; $G_{др}(t), G_{др1}(t), G_{др2}(t), G_{др3}(t), G_{др}(t)$, $G_{др}(t)$ — массовый расход через дроссели в сливной линии, на входе в сопловой аппарат струйного датчика и на выходе из соплового аппарата; $G_{уу1}(t), G_{уу2}(t), G_{уу}(t), G_{ру4}(t)$ — массовый расход в каналах управления управляющего устройства, на выходе из управляющего устройства, распределителя тормозных пневмоцилиндров [7].

$$G_{сж}(t) = \frac{\rho \cdot \pi \cdot V}{4 \cdot E \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dt}, \tag{9}$$

где $\rho = 1{,}288$ кг/м^3 — плотность воздуха; V — объем полости; R = 287 Дж/(кг·К) — газовая постоянная; E — объемный модуль упругости воздуха; T — температура в точке; $\frac{dp}{dt}$ — изменение давления в точке [6].

$$G_{пц1}(t) = \frac{W_1}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \tag{10}$$

$$G_{пц2}(t) = \frac{W_2}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \tag{11}$$

где W_1 и W_2 — текущие объемы в напорной и сливной полостях основного пневмоцилиндра, м^3; k — показатель адиабаты (для воздуха k = 1,4).

4. Уравнения давления в точках:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot f_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{S\left(x + x_{01}\right)\sqrt{\xi_1}} \cdot \sqrt{{p_M}^2 - {p_1}^2} - \frac{k \cdot f_3 \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{S\left(x + x_{01}\right)\sqrt{\xi_2}} \cdot \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{{p_1}^2 - {p_3}^2} - \frac{k \cdot p_1}{x + x_{01}} \cdot \frac{dx}{dt}, \tag{12}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{k \cdot f_2 \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{S\left(L - x + x_{02}\right)\sqrt{\xi_2}} \cdot \left(\frac{p_2}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{{p_2}^2 - {p_a}^2} + \frac{k \cdot p_2}{L - x + x_{02}} \cdot \frac{dx}{dt}, \tag{13}$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{k \cdot f_3 \cdot \sqrt{R \cdot T_3}}{W_1 \cdot \sqrt{\xi_3}} \cdot \sqrt{{p_1}^2 - {p_3}^2} - \frac{k \cdot f_4 \cdot \sqrt{R \cdot T_4}}{W_2 \cdot \sqrt{\xi_4}} \cdot \left(\frac{p_3}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{{p_3}^2 - {p_a}^2}, \tag{14}$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{k \cdot f_5 \cdot \sqrt{R \cdot T_5}}{W_3 \cdot \sqrt{\xi_5}} \cdot \sqrt{{p_1}^2 - {p_4}^2} - \frac{k \cdot f_6 \cdot \sqrt{R \cdot T_6}}{W_4 \cdot \sqrt{\xi_6}} \cdot \left(\frac{p_4}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{{p_4}^2 - {p_a}^2}, \tag{15}$$

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{k \cdot f_6 \cdot \sqrt{R \cdot T_7}}{W_5 \cdot \sqrt{\xi_7}} \cdot \sqrt{p_5{}^2 - p_a{}^2}\ . \tag{16}$$

Здесь k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная, Дж/ $кг \cdot К$; T_M — температура воздуха в магистрали, К; P_a — давление атмосферы, Па; $P_1 - P_5$ — давления в проточных частях трубопровода, Па; $W_1 - W_5$ — объемы проточных частей, м^3; $\xi_1 - \xi_7$ — коэффициенты сопротивления в линии; $f_1 - f_6$ — площади проходных сечений трубопровода, м^2; L — максимальный ход поршня, м; x_{01}, x_{02} — отношение начальных объемов пневмопривода к полезной площади поршня поршневой полости пневмоцилиндра, м; $\dfrac{dx}{dt}$ — скорость перемещения поршня, м/с.

5. Уравнения контура управления.

Уравнение движения золотника распределителя 1:

$$m_{з\,р1}\frac{d^2x_{з1}}{dt^2} = c_{пр\,р1}\cdot x_{з1} - F_{c1}\cdot sign\left(\frac{dx_{з1}}{dt}\right) - F_{у1}\cdot\left(\frac{dx_{з1}}{dt}\right) - F_{эм1}\,. \tag{17}$$

Уравнение движения золотника распределителя 2:

$$m_{з\,р2}\frac{d^2x_{з2}}{dt^2} = c_{пр\,р2}\cdot x_{з2} - F_{c2}\cdot sign\left(\frac{dx_{з2}}{dt}\right) - F_{у2}\cdot\left(\frac{dx_{з2}}{dt}\right) - F_{эм2}\,. \tag{18}$$

Уравнение движения золотника распределителя 3:

$$m_{з\,р3}\frac{d^2x_{з3}}{dt^2} = S_{р3}\cdot p_y - c_{пр\,р2}\cdot x_{з3} - F_{c3}\cdot sign\left(\frac{dx_{з3}}{dt}\right) - F_{у1}\cdot\left(\frac{dx_{з3}}{dt}\right). \tag{19}$$

Уравнение движения золотника распределителя 4:

$$m_{з\,р4}\frac{d^2x_{з4}}{dt^2} = S_{р4}\cdot p_3 - S_{р4}\cdot p_4 - F_{c4}\cdot sign\left(\frac{dx_{з4}}{dt}\right) - F_{у4}\cdot\left(\frac{dx_{з4}}{dt}\right). \tag{20}$$

Здесь S_p — площадь торца золотника распределителя, м^2; P_3, P_4, P_y — давление в каналах управления, Па; F_c — силы сопротивления перемещению золотника распределителя, Н; F_y — силы реакции упоров, Н; $F_{ЭМ}$ — сила электромагнита, действующая на золотник распределителя, Н; $c_{пр\,р}$ — коэффициент сжатия пружины, Н/м; $m_{зр}$ — масса золотника распределителя, кг.

Для решения математической модели использовали программный продукт «Симинтех» (Simintech). Задействовали метод Рунге — Кутты с изменяемым шагом интегрирования (рис. 4–5).

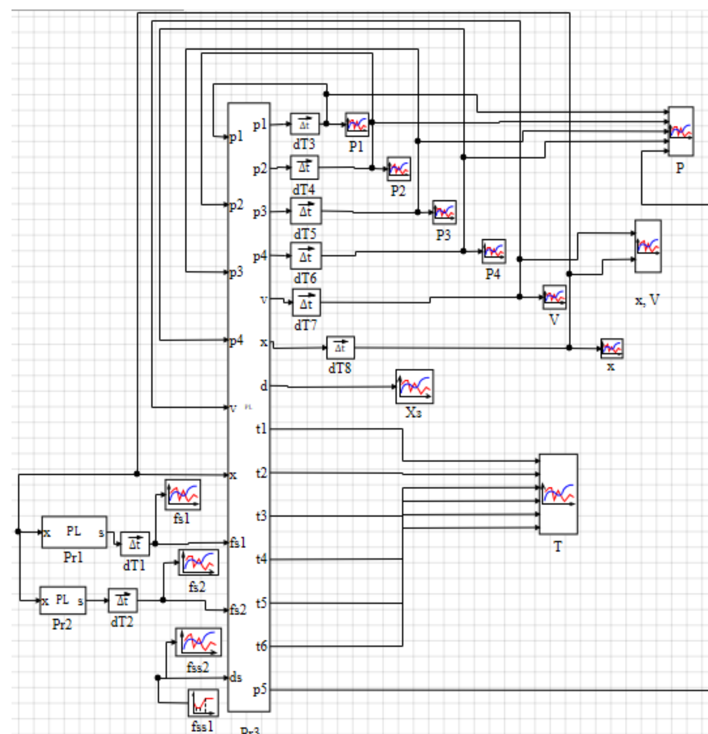


Рис. 4. Фрагмент модели в программе «Симинтех»

Здесь $P_{r1} - P_{r3}$ — блоки с текстом программы; f_{s1}, f_{s2} — графики вывода площадей 1 и 2 дросселя струйного датчика; f_{ss1} — блок задачи площадей проходных сечений струйного датчика; f_{ss2} — графики вывода площадей проходных сечений струйного датчика; $dT1$–$dT8$ — блоки интегрирования; $P1$–$P4$ — графики вывода полученных давлений в точках 1–4; P — общий график вывода всех давлений; V — график вывода полученной скорости перемещения каретки бесштокового пневмоцилиндра; x — график вывода полученного перемещения каретки бесштокового пневмоцилиндра; x, V — общий график вывода полученного перемещения и скорости каретки бесштокового пневмоцилиндра; T — графики вывода полученных температур; $X_з$ — график вывода полученного перемещения золотника управляющего распределителя.

Блок "Язык программирования": LangBlock19
Файл Правка Поиск Расчёт Справка

```
input p1, p2, p3, p4, V, x,fs1, fs2, ds;
output p1, p2, p3, p4, V, x, d, T1, T2, T3, T4, T5, T6,p5;
init p1=100000,p2=100000, p3=100000, p4=100000, V=0, x=0;
xk=0.31  //Заданная координата
R=287;   //Универсальная газовая постоянная
Tm=293;   // Температура окружающей среды
ks1=65;   //Коэффициент сопротивления
ks2=100;  //Коэффициент сопротивления
ks3=70;   //Коэффициент сопротивления
ks4=70;    //Коэффициент сопротивления
d3=0.001;   //Коэффициент сопротивления
d5=0.006;      //Коэффициент сопротивления
pm=6*10^5;          //Давление компрессора
pa=1.01325*10^5;        //Давление атмосферы
k=1.4;                //Коэффициент адиабаты
x01=0.008;          //Приведенная координата
x02=0.008;          //Приведенная координата
m=6;            //Масса подвижных частей пневмопривода
Fvn=20;      //Сила внешних сопротивлений
dtr1=0.005;    //Диаметр трубопровода
dtr2=0.005;     //Диаметр трубопровода
D=0.04;        //Диаметр поршня пневмоцилиндра
Dt=0.04;       //Диаметр поршня тормозного устройства
kvt=320;  //Коэффициент вязкого трения в поршне
```

а)

```
L=0.4;            //Ход поршня цилиндра
S=(pi*D^2)/4;     //Площадь поршневой полости цилиндра
St=(pi*Dt^2)/4;     //Площадь поршневой полости тормозного устройства
kt=0.4             //Коэффициент трения
begin
if x<xk+0.0577 then
p6=0
else
p6=pm
end
begin
if x>=0.363 then
p5=pm
else
p5=0
end
N=p5*St;
Ft=kt*N; //Сила трения
begin
if x<xk then
d2=0.008
else
d2=0.0004
end;
```

б)

```
begin
if x<xk+0.0577 then
d=ds
else
d=d2=0
end;
begin
if x<xk then
f5=0
else
f5=(pi*d5^2)/4
end;
f1=(pi*d^2)/4;    //Площадь дросселя
f2=(pi*d2^2)/4;   //Площадь дросселя
f3=(pi*d3^2)/4;    //Площадь дросселя
Ltr=0.01;          //Длина трубопроводов
cpr=500000;        //Коэффициент жесткости пружины
W1=Ltr*((pi*dtr1^2)/4);    //Объем в трубопроводе
W2=Ltr*((pi*dtr2^2)/4);     //Объем в трубопроводе
begin
if L<x then Fy=(cpr*(x-L))
else
if (L>=x) or (x>=0) then Fy=0
else if x<0 then Fy=cpr*x
```

в)

```
end
begin
if p3>=600000 then p3=600000;
end
begin
if p3<=pa then p3=pa;
end
begin
if p4<=pa then p4=pa;
end
T1=(p1/pm)^((k-1)/k)*Tm;
T2=(p2/pm)^((k-1)/k)*Tm;
T3=(pm/pm)^((k-1)/k)*Tm;
T4=(p3/pm)^((k-1)/k)*Tm;
T5=(pm/pm)^((k-1)/k)*Tm;
T6=(p4/pm)^((k-1)/k)*Tm;
G11=(k*f1*sqrt(R*Tm)/(S*(x+x01)*sqrt(ks1)))*sqrt(abs(pm^2-p1^2));
G12=(k*f3*sqrt(R*T3)/(S*(x+x01)*sqrt(ks2)))*(p3/p1)^((k-1)/(2*k))*sqrt(abs(p1^2-p3^2));
G13=(k*f3*sqrt(R*T5)/(S*(x+x01)*sqrt(ks2)))*(p4/p1)^((k-1)/(2*k))*sqrt(abs(p1^2-p4^2));
G14=(k*p1/(x+x01))*V;
G21=(k*f2*sqrt(R*T2)/(S*(L-x+x02)*sqrt(ks2)))*(p2/pa)^((k-1)/(2*k))*sqrt(abs(p2^2-pa^2));
G22=(k*p2/(L-x+x02))*V;
G31=(k*f3*sqrt(R*T3)/(W1*sqrt(ks3)))*sqrt(p1^2-p3^2);
G32=(k*fs1*sqrt(R*T4)/(W2*sqrt(ks4)))*((p3/pa)^((k-1)/(2*k)))*sqrt(abs(p3^2-pa^2));

G41=(k*f3*sqrt(R*T5)/(W1*sqrt(ks3)))*sqrt(p1^2-p4^2);
G42=(k*fs2*sqrt(R*T6)/(W2*sqrt(ks4)))*((p4/pa)^((k-1)/(2*k)))*sqrt(abs(p4^2-pa^2));
p1'=G11-G12-G13-G14;
p2'=-G21+G22;
p3'=G31-G32;
p4'=G41-G42;
x'=V;
V'=(S*(p1-p2)-Fvn*sign(V)-kvt*V-Fy-Ft*sign(V))/m;
```

г)

Рис. 5. Блок программирования в «Симинтех»: *а* — часть исходных данных; *б* — часть логических функций; *в* — часть присваивания переменных; *г* — основная часть программы

Исследование обобщенной математической модели предлагаемого привода позволило получить графики поведения привода при разгоне, замедлении и остановке (рис. 6), описывающие изменения кинематических, силовых и пневматических свойств привода в реальном времени при типовом цикле позиционирования [15].

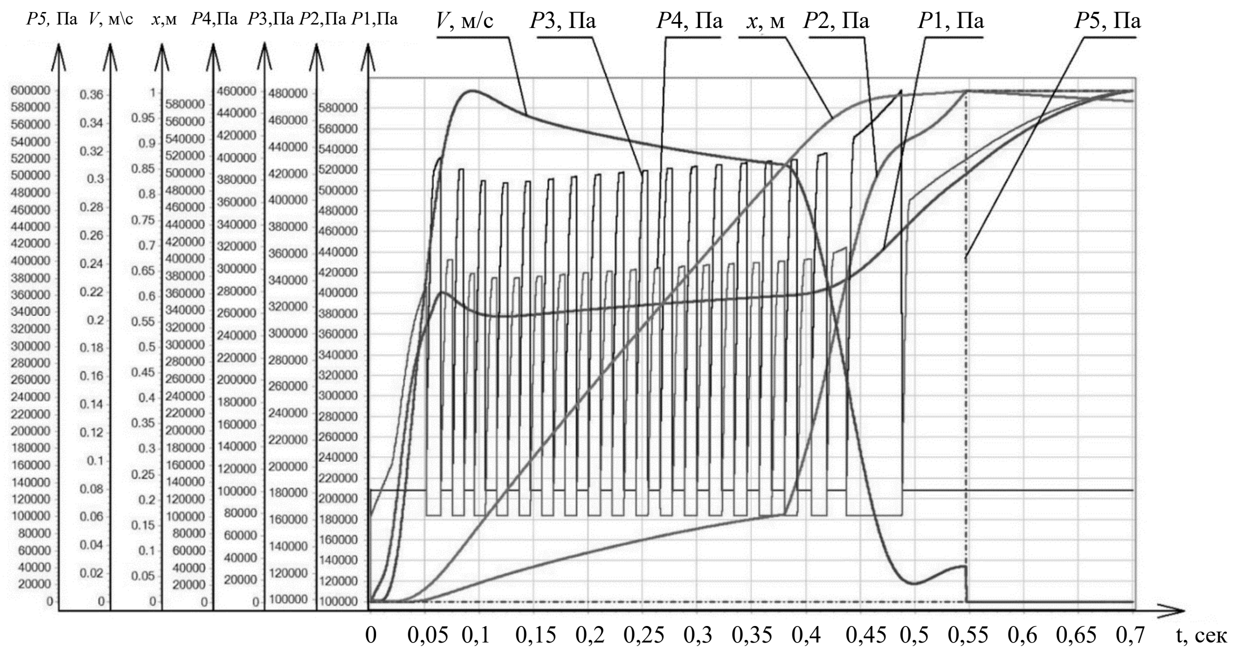


Рис. 6. Комплекс графиков по данным обобщенной математической модели

Обсуждение и заключение. График показывает длинноходовое перемещение по траектории, предложенной на рис. 1. Работа привода состоит из нескольких этапов.

1. 0–0,1 сек. Разгон. Давление в напорной полости повышается до 4 бар, скорость движения каретки пневмоцилиндра — 1 м/с.

2. 0,1–0,38 сек. Движение с установившейся скоростью. Давление в напорной полости — около 3,8 бар. Давление в сливной линии повышается до 1,6 бар, скорость движения каретки пневмоцилиндра — 0,85 м/с.

3. 0,38–0,5 сек. Замедление. Давление в напорной и сливной полостях увеличивается. Скорость движения каретки пневмоцилиндра понижается до 0,075 м/с.

4. 0,5–0,65 сек. Движение со скоростью позиционирования. Давление в напорной и сливной полостях повышается, скорость движения каретки пневмоцилиндра — 0,075 м/с.

5. 0,65 сек. Переключение на торможение, активация внешнего тормозного устройства.

Полученные графики подтверждают, что длинноходовые перемещения пневмопривода выполняются в соответствии с предложенной траекторией (рис. 1) и система управления функционирует должным образом. Дальнейшие исследования будут сосредоточены на оптимизации системы для сокращения продолжительности и поддержания точного позиционирования при внешних воздействиях.

Список литературы

1. Коротыч Д.А., Сидоренко В.С. Позиционная система управления длинноходовыми пневмоприводами. В: *Мат-лы XXIII междунар. науч.-тех. конф. студентов и аспирантов, посвященной 100-летию доктора технических наук, заслуженного профессора МЭИ, почетного академика водохозяйственных наук Бориса Тихоновича Емцева «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»*. Москва: Издательство «Мир науки»; 2019. С. 157–163. URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41599329 (дата обращения: 04.05.2023).

2. Jihong Wang, Gordon T. Energy Optimal Control of Servo-Pneumatic Cylinders through Nonlinear Static Feedback Linearization. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012;134(5):051005. https://doi.org/10.1115/1.4006084

3. Дао Тхе Ань. *Позиционный пневмопривод повышенного быстродействия и точности.* Дис. канд. тех. наук. Ростов-на-Дону; 2016. 206 с. URL: https://viewer.rsl.ru/ru/rsl01008559478 (дата обращения: 04.05.2023).

4. Sidorenko V.S., Korotych D.A., Grishenko V.I., Kharchenko AN. Simulation of Pneumatic Actuator Position System for Long Stroke Mounting Movements. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021;1029:012039. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1029/1/012039

5. Галлямов Ш.Р., Стариков К.В., Целищев В.А. Экспериментальное исследование характеристик пневмопривода FESTO с пропорциональным распределителем расхода. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета.* 2011;15(1)(41):26–33. URL: http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/900 (дата обращения: 04.05.2023).

6. Mosadegh B., Polygerinos P., Keplinger Ch., Wennstedt S., Shepherd R.F., Gupta U., et al. Pneumatic Networks for Soft Robotics that Actuate Rapidly. *Advanced Functional Materials*. 2014;24(15):2163–2170. https://doi.org/10.1002/adfm.201303288

7. Дао Тхе Ань, Сидоренко В.С. Моделирование процессов позиционирования быстродействующего пневмопривода робота. *Фундаментальные исследования.* 2015;(7–2):285–292. URL: https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=38687 (дата обращения: 06.05.2023).

8. Долгов Г.А. Комбинированный пневмопривод поворотно-делительных механизмов повышенного быстродействия и точности. В: *Мат-лы XXIII междунар. науч.-тех. конф. студентов и аспирантов, посвященной 100-летию доктора технических наук, заслуженного профессора МЭИ, почетного академика водохозяйственных наук Бориса Тихоновича Емцева «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»*. Москва: Изд-во «Мир науки»; 2019. С. 119–126.

9. Lemeshko M., Molev M., Golovin I. Hydraulic Technological Machines with Adaptive Drive Structure. *MATEC Web of Conferences*. 2018;224:02087. https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402087

10. Дао Тхе Ань, Сидоренко В.С., Дымочкин Д.Д. Исследование точности позиционирования автоматизированного пневмопривода с внешним тормозным устройством. *Вестник Донского государственного технического университета*. 2015;15(4):46–53. https://doi.org/10.12737/16077

11. Gorin A., Tokmakov N., Kyznetsov I. Substantiation of Parameters of Machine with Volumetric Hydraulic Drive for Formation of Wells in Ground. In: *Proc. 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE).* Cham: Springer; 2019. P. 1315–1323. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-22063-1_139 (дата обращения: 04.05.2023).

12. Vardhan A., Dasgupta K., Mishra S.K. Dynamic Analysis of a Closed-Circuit Hydraulic Drive System Used in the Rotary Head of Blasthole Drilling Machine Using MATLAB-Simulink Environment. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2019;233(6):702–719. https://doi.org/10.1177/0959651818808870

13. Obukhova E.N., Grishchenko V.I., Dolgov G.A. Formalization of Dynamic Model of Pneumatic Drive with Variable Structure. *MATEC Web of Conferences*. 2018;226:02022. https://doi.org/10.1051/matecconf/201822602022

14. Seppe Terryn, Joost Brancart, Dirk Lefeber, Guy Van Assche, Bram Vanderborght. Self-Healing Soft Pneumatic Robots. *Science Robotics*. 2017;2(9):4268. https://www.science.org/doi/10.1126/scirobotics.aan4268

15. Obukhova E.N., Popov A.N. Synergetic Synthesis of Nonlinear Adaptive Control for Pneumatic Drives. In: *Proc. IV Int. Conf. on Control in Technical Systems* (CTS). New York: IEEE; 2021. https://doi.org/10.1109/CTS53513.2021.9562786

References

1. Korotych DA, Sidorenko VS. Pozitsionnaya sistema upravleniya dlinnokhodovymi pnevmoprivodami. In: *Proc. XXIII Int. Sci.-Tech. Conf. of students and postgraduates "Hydraulic Machines, Hydraulic Drives and Hydropneumoautomatics", dedicated to the 100th anniversary of Boris T. Emtsev, Dr.Sci. (Eng.), Honored Professor of MEI, Honorary Academician of Water Sciences.* Moscow: Izd-vo "Mir nauki"; 2019. P. 157–163. URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41599329 (accessed: 04.05.2023). (In Russ.)

2. Jihong Wang, Gordon T. Energy Optimal Control of Servo-Pneumatic Cylinders through Nonlinear Static Feedback Linearization. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012;134(5):051005. https://doi.org/10.1115/1.4006084

3. Dao The Anh. *Pozitsionnyi pnevmoprivod povyshennogo bystrodeistviya i tochnosti.* Cand.Sci. (Engineering) diss. Rostov-on-Don; 2016. 206 p. URL: https://viewer.rsl.ru/ru/rsl01008559478 (accessed: 04.05.2023). (In Russ.)

4. Sidorenko VS, Korotych DA, Grishenko VI, Kharchenko AN. Simulation of Pneumatic Actuator Position System for Long Stroke Mounting Movements. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021;1029:012039. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1029/1/012039

5. Gallyamov ShR, Starikov KV, Celischev VA. Experimental Research of Characteristics of the Pneumatic Actuator FESTO with Proportional Allocation of the Expenditure. *Vestnik UGATU.* 2011;15(1)(41):26–33. URL: http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/900 (accessed: 04.05.2023).

6. Mosadegh B, Polygerinos P, Keplinger Ch, Wennstedt S, Shepherd RF, Gupta U, et al. Pneumatic Networks for Soft Robotics that Actuate Rapidly. *Advanced Functional Materials*. 2014;24(15):2163–2170. https://doi.org/10.1002/adfm.201303288

7. Dao The Anh, Sidorenko VS. The Study of the Dynamical System High-Speed Pneumatic Robot Position. *Fundamental research.* 2015;(7–2):285–292. URL: https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=38687 (accessed: 06.05.2023).

8. Dolgov GA. Kombinirovannyi pnevmoprivod povorotno-delitel'nykh mekhanizmov povyshennogo bystrodeistviya i tochnosti. In: *Proc. XXIII Int. Sci.-Tech. Conf. of students and postgraduates "Hydraulic Machines, Hydraulic Drives and Hydropneumoautomatics", dedicated to the 100th anniversary of Boris T. Emtsev, Dr.Sci. (Eng.), Honored Professor of MEI, Honorary Academician of Water Sciences.* Moscow: Izd-vo "Mir nauki"; 2019. P. 119–126.

9. Lemeshko M, Molev M, Golovin I. Hydraulic Technological Machines with Adaptive Drive Structure. *MATEC Web of Conferences*. 2018;224:02087. https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402087

10. Dao The Anh, Sidorenko VS, Dymochkin DD. Study on Positioning Accuracy of Automated Pneumatic Drive with an Outer Brake. *Vestnik of DSTU*. 2015;15(4):46–53. https://doi.org/10.12737/16077

11. Gorin A, Tokmakov N, Kyznetsov I. Substantiation of Parameters of Machine with Volumetric Hydraulic Drive for Formation of Wells in Ground. In: *Proc. 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE).* Cham: Springer; 2019. P. 1315–1323. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-22063-1_139 (accessed: 04.05.2023).

12. Vardhan A, Dasgupta K, Mishra SK. Dynamic Analysis of a Closed-Circuit Hydraulic Drive System Used in the Rotary Head of Blasthole Drilling Machine Using MATLAB-Simulink Environment. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2019;233(6):702–719. https://doi.org/10.1177/0959651818808870

13. Obukhova EN, Grishchenko VI, Dolgov GA. Formalization of Dynamic Model of Pneumatic Drive with Variable Structure. *MATEC Web of Conferences*. 2018;226:02022. https://doi.org/10.1051/matecconf/201822602022

14. Seppe Terryn, Joost Brancart, Dirk Lefeber, Guy Van Assche, Bram Vanderborght. Self-Healing Soft Pneumatic Robots. *Science Robotics*. 2017;2(9):4268. https://www.science.org/doi/10.1126/scirobotics.aan4268 (accessed: 04.05.2023).

15. Obukhova EN, Popov AN. Synergetic Synthesis of Nonlinear Adaptive Control for Pneumatic Drives. In*: Proc. IV Int. Conf. on Control in Technical Systems* (CTS). New York: IEEE; 2021. https://doi.org/10.1109/CTS53513.2021.9562786

Поступила в редакцию 01.06.2023
Поступила после рецензирования 28.06.2023
Принята к публикации 07.07.2023

Об авторах:

Даниил Андреевич Коротыч, ассистент и аспирант кафедры гидравлики, гидропневмоавтоматики и тепловых процессов Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, daniilberuk@gmail.com

Валентин Сергеевич Сидоренко, доктор технических наук, профессор кафедры гидравлики, гидропневмоавтоматики и тепловых процессов Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, vsidorenko@donstu.ru

Сергей Павлович Приходько, ассистент и аспирант кафедры гидравлики, гидропневмоавтоматики и тепловых процессов Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, sergey.161.96@gmail.com

Заявленный вклад соавторов:

Д.А. Коротыч — подготовка текста, составление математической модели, моделирование в программе, анализ результатов исследования.

В.С. Сидоренко — научное руководство, формирование основной концепции, цели и задач исследования.

С.П. Приходько — оформление и доработка текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Received 01.06.2023
Revised 28.06.2023
Accepted 07.07.2023

About the Authors:

Daniil A. Korotych, Teaching assistant and Postgraduate student of the Hydraulics, Hydropneumoautomatics and Heat Management Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, daniilberuk@gmail.com

Valentin S. Sidorenko, Dr.Sci. (Eng.), Professor of the Hydraulics, Hydropneumoautomatics and Heat Management Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, vsidorenko@donstu.ru

Sergey P. Prikhodko, Teaching assistant and Postgraduate student of the Hydraulics, Hydropneumoautomatics and Heat Management Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), ScopusID, ORCID, ResearcherID, Автор ID, sergey.161.96@gmail.com

Claimed Contributorship:

DA Korotych: preparation of the text, development of the mathematical model, modeling in the program, analysis of research results.

VS Sidorenko: academic advising, basic concept formulation, research objectives and tasks.

SP Prikhodko: design and revision of the text, correction of the conclusions.

Conflict of interest statement: the authors do not have any conflict of interest.

All authors have read and approved the final manuscript.